

Method for controlling of the yaw-behavior of vehicles

Publication number: DE19812238 (A1)

Publication date: 1999-09-23

Inventor(s): SUISSA AVSHALOM [DE]; BOETTIGER FRIEDRICH [DE]

Applicant(s): DAIMLER CHRYSLER AG [DE]

Classification:

- International: B62D6/00; B60T8/1755; B60T8/1761; B60T8/24; B60T8/58; B62D101/00; B62D113/00; B62D119/00; B62D6/00; B60T8/17; B60T8/24; B60T8/58; (IPC1-7): B62D6/00; B60K28/16; B60T8/60; B62D6/04; B62D37/00; B62D101/00; B62D103/00; B62D111/00; B62D113/00

- European: B60T8/1755

Application number: DE19981012238 19980320

Priority number(s): DE19981012238 19980320

Also published as:

EP0943515 (A1)

EP0943515 (B1)

US6648426 (B1)

JP11334638 (A)

ES2210873 (T3)

Cited documents:

DE4226746 (C1)

DE4123232 (C2)

DE4446897 (A1)

DE4405379 (A1)

DE4030704 (A1)

[more >>](#)

Abstract not available for DE 19812238 (A1)

Abstract of corresponding document: EP 0943515 (A1)

The method involves using the driver-defined steering angle and a measured value for the vehicle speed to derive a yaw rate demand value. An actual yaw rate value is determined and a control error derived from the difference between the derived demand yaw rate and measured actual yaw rate is fed to a steering controller and a brake controller operating independently of the steering controller. The steering controller derives a demand value for the steering wheel angle. The brake controller derives a demand value for the change in braking pressure of braked wheels, a braking pressure demand value is derived using the braking pressure change demand value.

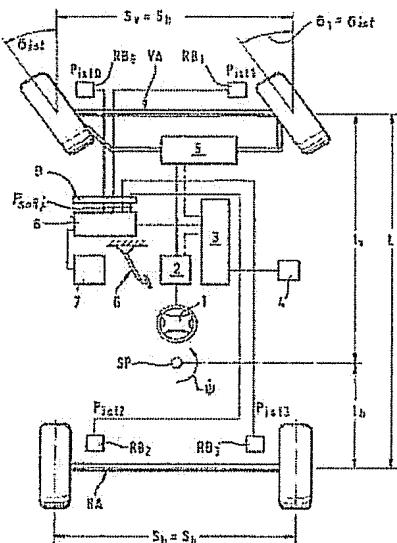


Fig. 1

Data supplied from the esp@cenet database — Worldwide



⑯ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

⑯ ⑫ **Offenlegungsschrift**
⑯ ⑯ **DE 198 12 238 A 1**

⑯ ⑯ Aktenzeichen: 198 12 238.1
⑯ ⑯ Anmeldetag: 20. 3. 98
⑯ ⑯ Offenlegungstag: 23. 9. 99

⑯ Int. Cl. 6:
B 62 D 6/00

B 62 D 37/00
B 60 K 28/16
B 60 T 8/60
B 62 D 6/04
// B62D 101:00,
113:00,111:00,103:00

DE 198 12 238 A 1

⑯ ⑯ Anmelder:
DaimlerChrysler AG, 70567 Stuttgart, DE

⑯ ⑯ Erfinder:
Suissa, Avshalom, Dipl.-Ing., 71272 Renningen, DE;
Böttiger, Friedrich, Dipl.-Ing., 73733 Esslingen, DE

⑯ ⑯ Entgegenhaltungen:

DE 42 26 746 C1
DE 41 23 232 C2
DE 44 46 897 A1
DE 44 05 379 A1
DE 40 30 704 A1
DE 40 10 332 A1
DE 38 26 982 A1
GB 22 18 389 A

VAN ZANTEN, Anton u.a.: FDR - Die Fahrdynamik-
regelung von Bosch. In: Automobiltechnische Zeit-
schrift, 1994, Jg. 96, Heft 11, S. 674-689;

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑯ ⑯ Verfahren zur Regelung des Gierverhaltens von Fahrzeugen

⑯ ⑯ Aufgabe der Erfindung ist es, in kritischen Fahrsituatio-
nen das Fahrzeug soweit wie möglich beherrschbar zu
machen.

Zur Regelung des Gierverhaltens des Fahrzeugs wird aus
dem vom Fahrer vorgegebenen Lenkwinkel und einer er-
mittelten Fahrzeuggeschwindigkeit ein Sollwert für die
Giergeschwindigkeit des Fahrzeugs ermittelt. Ein Istwert
der Giergeschwindigkeit wird ebenfalls ermittelt. Aus der
Differenz zwischen Istwert und Sollwert der Gierge-
schwindigkeit wird dann die Regelabweichung abgeleitet.
Diese Regelabweichung wird dann zwei unabhängig von
einander arbeitenden Reglern zugeführt. In dem einen
Regler, dem Lenkregler, wird ein Sollwert für den Rad-
lenkwinkel gelenkter Räder ermittelt, während im ande-
ren Regler, dem Bremsregler, ein Sollwert für die Ände-
rung des Bremsdrucks gebremster Räder ermittelt wird.
Unter Berücksichtigung dieses Wertes wird dann ein Soll-
bremsdruck ermittelt. Über Bremsdruckstellglieder wird
in den Radbremszylindern der zugehörige Sollbrems-
druck und über Lenkstellglieder an den gelenkten Rädern
der zugehörige Radlenkwinkel erzeugt.

DE 198 12 238 A 1

DE 198 12 238 A 1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Regelung des Gierverhaltens von Fahrzeugen nach dem Oberbegriff von Anspruch 1, wie es beispielsweise aus dem Artikel "FDR – Die Fahrdynamikregelung von Bosch" in ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 95 (1994) 11, S. 674 ff. beschrieben ist.

Gemäß diesem Artikel wird in einem Fahrdynamikregler aus der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem Lenkwinkel ein Sollwert für die Giergeschwindigkeit des Fahrzeugs ermittelt. Dazu wird ein Einspurmodell des Fahrzeugs verwendet. Ferner wird durch einen Sensor ein Istwert für die Giergeschwindigkeit ermittelt. Die Differenz zwischen Istwert und Sollwert für die Giergeschwindigkeit wird ermittelt und daraus die Regelabweichung abgeleitet. Hieraus wird ein Eingriff in die Radbremsen abgeleitet, der das Fahrzeug stabilisiert.

Ferner ist es aus der DE 42 26 746 C1 bekannt, in Abhängigkeit des Gierverhaltens das Fahrverhalten eines Fahrzeugs durch Eingriff in die Lenkung zu beeinflussen.

Aufgabe der Verfahren gemäß dem Stand der Technik ist es, die Stabilität des Fahrzeugs in kritischen Fahrsituationen durch einen Eingriff in die Lenkung bzw. durch einen Bremseingriff zu verbessern.

Der alleinige Eingriff in die Lenkung oder die Bremse ermöglicht aber noch nicht eine optimale Ausnutzung der möglichen, auf die Fahrbahn übertragbaren Kräfte und somit auch nicht eine optimale Stabilisierung des Fahrzeugs in kritischen Fahrsituationen.

Aufgabe der Erfindung ist es, in kritischen Fahrsituationen das Fahrzeug soweit wie möglich beherrschbar zu machen und gleichzeitig den Bereich beherrschbarer kritischer Fahrsituationen soweit möglich auszudehnen.

Diese Aufgabe wird bei einem gattungsgemäßen Verfahren erfundungsgemäß mit den kennzeichnenden Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst, wobei die Merkmale der Unteransprüche vorteilhafte Aus- und Weiterbildungen kennzeichnen.

Zur Regelung des Gierverhaltens des Fahrzeugs wird aus dem vom Fahrer vorgegebenen Lenkwinkel und einer ermittelten Fahrzeuggeschwindigkeit ein Sollwert für die Giergeschwindigkeit des Fahrzeugs ermittelt. Ein Istwert der Giergeschwindigkeit wird ebenfalls ermittelt. Aus der Differenz zwischen Istwert und Sollwert der Giergeschwindigkeit wird dann die Regelabweichung abgeleitet. Diese Regelabweichung wird dann zwei unabhängig voneinander arbeitenden Reglern zugeführt. In dem einen Regler, dem Lenkregler, wird ein Sollwert für den Radlenkwinkel gelenkter Räder ermittelt während im anderen Regler, dem Bremsregler, ein Sollwert für die Änderung des Bremsdrucks gebremster Räder ermittelt wird. Unter Berücksichtigung dieses Wertes wird dann ein Sollbremsdruck ermittelt. Über Bremsdruckstellglieder wird in den Radbremszylindern der zugehörige Sollbremsdruck und über Lenkstellglieder an den gelenkten Rädern der zugehörige Radlenkwinkel erzeugt.

Vorteilhaft an der Erfindung ist also, daß durch die Unabhängigkeit der beiden Regler Redundanz durch Diversität geschaffen wird. Beim Ausfall eines der beiden Regler steht immer noch der andere zur Regelung des Gierverhaltens des Fahrzeugs zur Verfügung. Dabei ist keine Fehlererkennung notwendig, die auftretenden Fehler werden, so weit physikalisch möglich, selbstständig kompensiert. Insbesondere kann dadurch über die Bremse weiterhin "gelenkt" werden, wenn der Regler der Lenkung ausfällt.

Ein weiterer Vorteil der Erfindung ist darin zu sehen, daß die Lenkbarkeit des Fahrzeugs auf einen größeren Bereich von Fahrzuständen erweitert wird. Ebenso vorteilhaft ist es, daß durch die Erfindung die Regelgüte des Lenkverhaltens verbessert wird. Die Anpassung des Istverhaltens an das Sollverhalten des Fahrzeugs erfolgt schneller und mit geringeren Regelabweichungen.

Weitere zweckmäßige Ausgestaltungen der Erfindung können auch noch den Unteransprüchen entnommen werden; im übrigen ist die Erfindung an Hand eines in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiels nachfolgend noch erläutert; dabei zeigen:

Fig. 1 eine schematische Darstellung eines Fahrzeugs mit den Stellgliedern;
Fig. 2 das Blockschaltbild eines erfundungsgemäßen Verfahrens;
Fig. 3 den Verlauf den Regeleingriff charakterisierender Kurven verschiedener Größen,
Fig. 4 eine Methode zur Bestimmung der Verstärkung des Bremsdruckreglers in Abhängigkeit von vom Fahrer vorgegebenen Größen,
Fig. 5 das Blockschaltbild eines zweiten erfundungsgemäßen Verfahrens,
Fig. 6 das Blockschaltbild eines dritten erfundungsgemäßen Verfahrens, sowie
Fig. 6a die Zuordnungsfunktion zwischen Schwellenwertanpassung und Sollwert der Änderung des Bremsdrucks für einen ABS-Regler.

In der Fig. 1 ist in schematischer Darstellung ein Fahrzeug gezeigt, das zur Durchführung der Erfindung geeignet ist. Es handelt sich um ein zweiachsiges Fahrzeug, das an seiner Vorderachse gelenkt ist und das an allen vier Rädern unabhängig voneinander steuerbare Radbremsen aufweist (das sind also vier Gruppen von gebremsten Rädern, wobei jede der Gruppen aus einem gebremsten Rad besteht; Gruppen von Rädern deren Bremsdruck gemeinsam angesteuert werden kann können beispielsweise bei Nutzfahrzeugen mit Nachlaufachsen gebildet werden, wenn die Radbremsen der Räder der gleichen Fahrzeugseite von Nachlaufachse und Hinterachse mit dem gleichen Bremsdruck versorgt werden).

Das Fahrzeug hat um den Schwerpunkt SP die Giergeschwindigkeit Ψ . Der Abstand zwischen der gelenkten Vorderachse VA und der nicht gelenkten Hinterachse HA ist mit L, der Abstand zwischen Schwerpunkt SP und Vorderachse VA ist mit l_v und der Abstand zwischen Schwerpunkt und Hinterachse HA ist mit l_h bezeichnet. Das Fahrzeug weist eine Lenkeinrichtung 1 auf, mittels der der Fahrer einen Lenkwinkel δ vorgeben kann. In einem Sensor 2 wird der Lenkwinkel δ erfaßt und der Steuereinheit 3 zugeführt. Über den Sensor 4 wird der Istwert Ψ_{ist} , der Giergeschwindigkeit erfaßt und der Steuereinheit 3 zugeführt. Diese ermittelt einen Sollwert für den Radlenkwinkel δ_{soll} , der durch den Lenksteller 5 an den beiden gelenkten Rädern der Vorderachse VA eingestellt wird. Die von dem Fahrer an dem Bremspedal 6 aufgebrachte Bremskraft wird in einem Bremskraftverstärker und Hauptbremszylinder 7 in einen Bremsdruck P_{fahrer} gewandelt, der der Bremssteuereinrichtung 8 zugeführt wird. In der Bremssteuereinrichtung 8 kann für jeden der Radbremszylinder RB_0, \dots, RB_3 unabhängig von den anderen Radbremszylindern ein Differenzdruck ΔP_i beaufschlagt werden und so ein Sollbremsdruck $P_{soll,0}, \dots, P_{soll,3}$ erzeugt werden. Um unabhängig von der Bremsdruckerzeugung durch den Fah-

DE 198 12 238 A 1

rer zu sein ist eine Bremsdruckerzeugungseinheit 9 vorgesehen, die es erlaubt in den Radbremszylindern RB_0, \dots, RB_3 einen Bremsdruck zu erzeugen. Die Bremssteuereinrichtung 8 wird ebenfalls von der Steuereinheit 3 angesteuert, wobei in der Steuereinheit 3 die Sollwerte DP_i für die Änderung des Bremsdrucks ermittelt werden.

Als Beispiel wird für den Fall des vorstehend beschriebenen Fahrzeugs nachfolgend ein Fahrzeugmodell und die sich daraus ergebenden Regelgleichungen hergeleitet, die es erlauben das erfundungsgemäße Verfahren durchzuführen. Dabei werden die am Ende der Beschreibung in der Aufstellung "Formelzeichen" angegebenen Formelzeichen verwendet. Weist das Fahrzeug andere Voraussetzungen auf – beispielsweise können beide Achsen des Fahrzeugs gelenkt oder die Bremsdrücke nicht für alle Räder unabhängig voneinander veränderbar sein – so können in analoger Vorgehensweise die dann erforderlichen Regelgleichungen hergeleitet werden.

Wird das Fahrzeug in fahrzeugfesten Koordinaten beschrieben, so ergeben sich die folgenden Bewegungsgleichungen für die Längs- und Quergeschwindigkeiten sowie die Giergeschwindigkeit:

$$\dot{v}_x = \frac{1}{m} \left\{ - (S_0 + S_1) \sin \delta + (U_0 + U_1) \cos \delta + U_2 + U_3 \right\} + v_y \cdot \dot{\Psi} \quad (1)$$

$$\dot{v}_y = \frac{1}{m} \left\{ (S_0 + S_1) \cos \delta + (U_0 + U_1) \sin \delta + S_2 + S_3 \right\} - v_x \cdot \dot{\Psi} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\Psi} = \frac{1}{I_z} & \left\{ \left[(S_0 - S_1) s_v + (U_0 + U_1) l_v \right] \sin \delta + \right. \\ & \left[(S_0 + S_1) l_v - (U_0 - U_1) s_v \right] \cos \delta - \\ & \left. (S_2 + S_3) l_h - (U_2 - U_3) s_h \right\} \quad (3) \end{aligned}$$

Man kann diese Gleichungen dadurch linearisieren, daß man annimmt der Lenkwinkel δ sei klein und daher gilt, daß $\sin \delta \approx 0$ und $\cos \delta \approx 1$.

Werden achsweise die linken und rechten Seitenkräfte zusammengefaßt und wird die Differenz der Umfangskräfte zwischen den Rädern gleicher Fahrzeugseiten gebildet und wird ferner angenommen, die Spurweite des Fahrzeugs sei an allen Achsen gleich, so läßt sich die Differentialgleichung für die Giergeschwindigkeit $\dot{\Psi}$ so ausdrücken:

$$\ddot{\Psi} = \frac{1}{I_z} \left([S_v \cdot l_v - S_h \cdot l_h] + \Delta U \cdot s_b \right). \quad (4)$$

Dies ist die Differentialgleichung eines Einspurmodells des Fahrzeugs, wie es detailliert auch in A. Zomotor "Fahrwerktechnik, Fahrverhalten" in J. Reimpell (Hrsg) 1. Auflage, insbesondere Seiten 99 ff, beschrieben ist.

Zur Regelung des Fahrzeugs mittels des Radlenkwinkels wird diese Gleichung weiter durch die Annahme vereinfacht, daß die Umfangskraftdifferenz ΔU vernachlässigt wird. Die Annahme $\Delta U = 0$ ist dann richtig, wenn an beiden Fahrzeugseiten die gleiche Umfangskraft übertragen wird und kein Einzelbremsregler in die Strecke eingreift. Die sich daraus ergebende Gleichung wird dadurch vereinfacht, daß die Seitenkraft hinten S_h mittels der Gleichung $S_h = m \cdot a_y - S_v$ eliminiert und der Abstand L zwischen den Achsen verwendet wird. Man erhält schließlich den Ausdruck

$$\ddot{\Psi} = \frac{1}{I_z} \left(S_v \cdot L - l_h m a_y \right) \quad (50)$$

für die Differentialgleichung der Giergeschwindigkeit. Für die Gierbeschleunigung soll aber nun gelten, daß

$$\ddot{\Psi} = \dot{\Psi}_{\text{soll}} - \lambda e, \quad (55)$$

wenn man mit e die Regelabweichung $e = \dot{\Psi} - \dot{\Psi}_{\text{soll}}$ bezeichnet. Aus den letzten beiden Ausdrücken für die Gierbeschleunigung läßt sich die vom Lenkwinkel abhängige mathematische Stellgröße $S_{v,\text{soll}}$ isolieren. Man erhält

$$S_{v,\text{soll}} = \frac{l_h m a_y}{L} + \frac{I_z}{L} \left(\ddot{\Psi}_{\text{soll}} - \lambda e \right). \quad (5)$$

Die mathematische Stellgröße Seitenkraft $S_{v,\text{soll}}$ muß nun noch in die physikalische Stellgröße Radlenkwinkel δ_{soll} umgerechnet werden. Dazu nimmt man an, daß sich die Seitenkraft vorne S_v im linearen Bereich ihrer Abhängigkeit vom Schräglauwinkel vorne a_y befindet und der Einfluß des Längsschlupfes l_U vernachlässigt werden kann. Mit diesen Annahmen kann S_v näherungsweise über einen proportionalen Zusammenhang in a_y umgerechnet werden:

$$\alpha_{v,soll} = \frac{S_{v,soll}}{c_s} \quad (6)$$

5

Der Radlenkwinkel δ_{soll} berechnet sich aus der Gleichung

$$\alpha_v = \delta_{soll} + \beta - \frac{\dot{\Psi} \cdot l_h}{v_x} \quad (7)$$

10

Diese Gleichung muß nur noch nach dem Radlenkwinkel δ_{soll} aufgelöst werden. Der Schwimmwinkel b muß geschätzt werden, ein geeignetes Verfahren zur Schätzung des Schwimmwinkels ist beispielsweise aus der DE 43 34 423 C2 bekannt. Weitere Korrekturterme können eingefügt werden, um dem Einfluß des Einlaufverhaltens der Radkräfte, die Einflüsse von Lenkung und Aktuatoren sowie die Einflüsse der Fehler und Störungen zu berücksichtigen. Man erhält somit 15 den Ausdruck:

$$\delta_{soll} = \alpha_{v,soll} + \frac{l_v \dot{\Psi}}{v_x} - \beta + \text{Korrekturterme} \quad (8)$$

20

Die vorstehend gemachten Linearisierungen und Annahmen sind nur für kleine Schräglauwinkel a_v gültig. Ein zu großer Schräglauwinkel a_v ist aber auch nicht erwünscht, da er die Seitenkraft des Rades auf den Untergrund nicht mehr erhöht. Aus diesem Grund kann der Schräglauwinkel dadurch begrenzt werden, daß zunächst der Schräglauwinkel ermittelt wird, der sich aus dem berechneten Sollwert des Radlenkwinkels δ_{soll} ergibt. Überschreitet dieser Wert ein Maximum a_{max} , so kann ein neuer Sollwert δ_{soll}^* ermittelt werden, der so bestimmt ist, daß das Maximum a_{max} nicht überschritten ist. Alternativ hierzu kann auch die Abweichung Dd des Radlenkwinkels δ_{soll} von dem Radlenkwinkel δ_{soll} ($m = 1$), der erforderlich ist, um bei einem Kraftschlußbeiwert $m = 1$ die Sollgiergeschwindigkeit $\dot{\Psi}_{soll}(\delta)$ zu erreichen, die sich aus dem vom Fahrer vorgegebenen Lenkwinkel d ergibt, auf einen Wert zwischen 5° und 10° begrenzt sein. Ferner kann zusätzlich die Änderungsgeschwindigkeit $\dot{\delta}_{soll}$ des Lenkwinkels auf ein Maximum begrenzt werden. Das Maximum ist dabei durch die Eigenschaften des Lenkstellers vorgegeben. Um ruckartigen Radlenkwinkelsprüngen vorzubeugen werden die so erhaltenen Werte noch mit einem Tiefpaßfilter gefiltert.

Nachfolgend wird nun ein Giergeschwindigkeitsregler beschrieben, bei dem die vier unabhängig voneinander regelbaren Bremsdrücke P_i , $i = 0, 1, \dots, 3$ als Stellgröße benutzt werden. Ausgehend von der Gleichung (3) wird ein Mehrgrößenregler dargestellt, dessen einzige Regelgröße die Giergeschwindigkeit $\dot{\Psi}$ ist, es ist also ein sogenannter single input multiple output (SIMO) Regler. Die am Rad von der Bremse zu erzeugenden Umfangskräfte können mit der Gleichung

$$U_i = \frac{P_i K_{Pi}}{r_{eff}} \quad (9)$$

40

in Sollbremsdrücke umgerechnet werden. Dabei ist K_{Pi} ein Verstärkungsfaktor, der umgekehrt proportional zu der Wirkfläche des Drucks auf das Rad ist, r_{eff} ist der effektive Radius des Rades. Die Seitenkräfte sind in Abhängigkeit von Schräglauwinkel a_i und Längsschlupf l_i gekoppelt. Es wird hier nun die Annahme getroffen, daß die Seitenkräfte und damit auch die Kopplung zwischen Seitenkräften S und Umfangskräften U vernachlässigbar sind, also $S_i = 0$ gilt. Unter dieser Annahme und unter Verwendung der Gleichung (9) ergibt sich aus der Gleichung (3) der Ausdruck

$$\ddot{\Psi} = (P_0 + P_1) \frac{l_v K_{Pv}}{r_{eff} I_z} \sin \delta + (P_0 - P_1) \frac{s_b K_{Pv}}{r_{eff} I_z} \cos \delta + (P_2 - P_3) \frac{s_b K_{Ph}}{r_{eff} I_z} \quad (10)$$

50

für die Differentialgleichung der Giergeschwindigkeit. Diese Gleichung ist nichtlinear im Lenkwinkel δ . Aus diesem Grund wird sie um einen Arbeitspunkt AP linearisiert, es gilt

$$\ddot{\Psi} - \ddot{\Psi}_{AP} = \frac{\partial \ddot{\Psi}}{\partial \dot{\Psi}} (\dot{\Psi} - \dot{\Psi}_{AP}) + \sum_{i=0}^3 \frac{\partial \ddot{\Psi}_i}{\partial P_i} (P_i - P_{APi}),$$

woraus sich die lineare Gleichung in vektorieller Form

60

$$\Delta \ddot{\Psi} = 0 \Delta \dot{\Psi} + \left((l_v \sin \delta_{AP} + s_b \cos \delta_{AP}) \frac{K_{Pv}}{r_{eff} I_z}, \quad (l_v \sin \delta_{AP} - s_b \cos \delta_{AP}) \frac{K_{Pv}}{r_{eff} I_z}, \quad \frac{s_b K_{Ph}}{r_{eff} I_z}, \quad -\frac{s_b K_{Ph}}{r_{eff} I_z} \right) \cdot \begin{pmatrix} \Delta P_0 \\ \Delta P_1 \\ \Delta P_2 \\ \Delta P_3 \end{pmatrix}$$

65

mit

$$\Delta \dot{\Psi} = \dot{\Psi} - \dot{\Psi}_{AP}$$

$$\Delta \dot{\Psi} = \dot{\Psi} - \dot{\Psi}_{AP}$$

$$\Delta P_i = P_i - P_{APi}$$

ergibt, die zu Mehrgrößenreglerentwürfen geeignet ist.

Mehrgrößenregler sind allgemein bekannt und es besteht eine Vielzahl möglicher Entwürfe zur Ermittlung der Regelgleichungen. Die den Arbeitspunkt beschreibenden Größen $\dot{\Psi}_{AB}$ $\dot{\Psi}_{AP}$ werden hierbei durch die Sollwerte $\dot{\Psi}_{soll}$ und $\dot{\Psi}_{soll}$ ersetzt. Im Rahmen dieser beispielhaften Beschreibung eines Reglers wird auf einen sogenannten LQR-Entwurf (Linear-quadratischer Regler) zurückgegriffen. Hierzu wird für die lineare Regelstrecke ein quadratisches Gütekriterium 5
10 der Form

$$I(\bar{x}, \bar{u}) = \int_0^{\infty} \left\{ \bar{x}^T(t) Q \bar{x}(t) + \bar{u}^T(t) R \bar{u}(t) \right\} dt$$

minimiert. Q und R sind dabei symmetrische, positiv semidefinite bzw. positiv definite Gewichtungsmatrizen. Die Aufstellung der Regelgesetze kann durch Lösung einer algebraischen Riccatigleichung erfolgen. Da hier nur die Giergeschwindigkeit $\dot{\Psi}$ geregelt wird, ist die Riccatigleichung skalar. Führt man diese Berechnungen aus, so erhält man das Rückführungsgesetz

$$\Delta P_i = -K_{LQR}(AP) \Delta \dot{\Psi} \quad (11)$$

wobei die Verstärkung $K_{LQR}(AP)$ vom Arbeitspunkt abhängig ist und dessen Ausdruck unter den vorstehend gemachten Voraussetzungen

$$K_{LQR} = \sqrt{\frac{\frac{q}{r}}{\sum_{k=0}^3 g_k}} \quad (12)$$

lautet, wobei

$$g_0 = \left(\frac{K_{P,v} I_v}{r} \right) \sin \delta - \left(\frac{K_{P,v} S_b}{r} \right) \cos \delta \quad g_1 = \left(\frac{K_{P,v} I_v}{r} \right) \sin \delta + \left(\frac{K_{P,v} S_b}{r} \right) \cos \delta \quad (13)$$

$$g_2 = -\frac{K_{P,h} S_b}{r} \quad g_3 = \frac{K_{P,h} S_b}{r}$$

und q/r eine Konstante ist. Die Konstante q/r ergibt sich dabei wie folgt: die Gewichtungsmatrix Q reduziert sich für den betrachteten Fall des SIMO-Reglers auf das Skalar q . Der Robustheitskriterien wegen wurde die Gewichtungsmatrix als diagonale Matrix gewählt. Alle diagonalen Matrixelemente erhielten die gleiche Gewichtung r , da allen Rädern die gleiche Eingriffsmöglichkeit zugebilligt wird. Die Konstante q/r wird nachfolgend als Verstärkungsfaktor q/r bezeichnet.

Zur Verbesserung der dynamischen Eigenschaften wird nun noch ein D-Glied in den P-Regler eingeführt. Man erhält 45
40 dann die Bremsdruckänderung

$$\Delta P_i = -K_{LQR}(AP) (\Delta \dot{\Psi} + K_D \Delta \dot{\Psi}) \quad (14)$$

Die Freiheitsgrade in dem Reglerentwurf sind neben dem D-Anteil K_D die Werte der Gewichtungsmatrizen Q und R, 50
55 also die Werte q und r . Da diese nur als Quotient in der Verstärkung K_{LQR} enthalten sind, genügt es einen der beiden Werte zu variieren und den anderen konstant zu halten. Die Schnelligkeit der Regelung der Radbremsdrücke hat dabei auch einen Einfluß auf die Lenkregelung. Die erforderlichen Lenkeingriffe werden um so geringer, je schneller über die Radbremsen geregelt wird, da beide Regelungen in sich ergänzender Weise wirken. Dabei ist jedoch zu beachten, daß in der Regel aufgrund konstruktiver Gegebenheiten eine hydraulische Bremsanlage eine größere Trägheit aufweist, als ein Lenksteller und daß in der Regel beim Lenken nur ein geringer Bremseingriff erfolgen soll.

Des Weiteren ist zu beachten, daß die Stellgröße Bremsdruck P_i noch begrenzt werden muß. Negative Werte und große positive Werte, die über den physikalisch möglichen Bremsdrücken liegen, sind nicht sinnvoll, sie werden daher auf null bzw. den maximal erreichbaren Bremsdruck gesetzt. Auch die zeitliche Druckänderung kann physikalisch nicht beliebig groß sein. Der Absolutwert der Ableitung \dot{P}_i ist also auf einen Maximalwert \dot{P}_{max} begrenzt, der sich aus den konstruktiven Gegebenheiten der Bremsanlage ergibt. Um die durch die Begrenzung unregelmäßig gewordenen Druckverläufe zu glätten kann ein Tiefpassfilter der Begrenzung nachgeschaltet werden, bevor die Bremsdruckwerte auf die Regelstrecke gegeben werden.

Die Fig. 2 zeigt das Blockschaltbild eines erfundungsgemäßen Verfahrens. Mittels des Lenkrads 21 gibt der Fahrer den Lenkwinkel δ vor. In dem Sollwertgeber 23 wird aufgrund des Lenkwinkels und der Fahrzeuggeschwindigkeit v_x und unter Verwendung einer geeigneten Übertragungsfunktion ein Sollwert $\dot{\Psi}_{soll}$ für die Giergeschwindigkeit ermittelt. Aus dem Sollwert $\dot{\Psi}_{soll}$ und dem Istwert $\dot{\Psi}_{ist}$ wird die Regelabweichung $\Delta \dot{\Psi}$ im Vergleicher 28 ermittelt. Die Regelabweichung wird sowohl dem Lenkregler 24 als auch dem Bremsregler 25 zugeführt. Im Lenkregler 24 wird wenigstens ein 60
65 ein

DE 198 12 238 A 1

Sollwert d_{soll} für den Radlenkwinkel ermittelt. Über das Bremspedal 22 gibt der Fahrer einen Bremsdruck P_{fahrer} vor. Dieser wird mit den im Bremsregler ermittelten Sollwerten DP_i für die Änderung des Bremsdrucks verknüpft und dem ABS-Regler 26 zugeführt. Im ABS-Regler wird dann der Sollbremsdruck $P_{soll,i}$ ermittelt, der an den gebremsten Rädern erzeugt werden soll. Dabei wird der Sollbremsdruck P_{soll} noch dahingehend begrenzt, daß ein für die Räder individuell oder gruppenweise oder auch achsweise vorgegebener Schlupfschwellenwert $g_{schlupf}$ nicht überschritten wird. Der ermittelte Sollwert für den Radlenkwinkel δ_{soll} sowie der Sollbremsdruck $P_{soll,i}$ werden durch Steller im Fahrzeug eingeregelt. Im Fahrzeug wird der Istwert Ψ_{ist} der Giergeschwindigkeit ermittelt und dem schon erwähnten Vergleicher 28 zugeführt.

Die Fig. 3 zeigt für den Fall des Einlenkens in eine Linkskurve den Verlauf unterschiedlicher Kurven in Abhängigkeit von der Zeit t , wenn ein niedriger Kraftschlußbeiwert (z. B. Eis) vorliegt und aus diesem Grund der Sollwert der Giergeschwindigkeit durch Lenken allein nicht ist. Auf der rechten Seite ist schematisch das Fahrzeug mit den vier Rädern R_1, \dots, R_4 dargestellt, wobei das schraffierte, linke Hinterrad R_2 während des Regelungsvorgangs gebremst wird, wodurch die Umfangskraft U_2 erzeugt wird. In der Mitte des Fahrzeugs ist der Schwerpunkt SP dargestellt. Im obersten der drei Diagramme sind drei Kurven I, II, III dargestellt. Die mit durchgezogenem Strich gezeichnete Kurve I stellt den Verlauf des Sollwerts Ψ_{soll} der Giergeschwindigkeit dar, wie er sich aus dem vom Fahrer vorgegebenen Lenkwinkel δ ergibt. Die Kurve II, die gestrichelt dargestellt ist, zeigt den Verlauf des Istwertes Ψ_{ist} der Gierwinkelgeschwindigkeit, wenn man annimmt daß nur eine Regelung der Lenkung stattfindet, die jedoch aufgrund des zu geringen Kraftschlußbeiwertes nicht genügt, dem Fahrzeug das gewünschte Gierverhalten zu ermöglichen. Die Strichpunktisierte Kurve III zeigt den Verlauf, wenn zusätzlich zur Regelung des Lenkwinkels auch eine Regelung des Bremsdrucks erfolgt. Im Falle einer ansonsten ungebremsten Fahrt des Fahrzeugs erfolgt der Bremseingriff am kurveninneren Hinterrad, hier also am hinteren, linken Rad R_2 . In der darunterliegenden Kurve IV ist im gleichen Zeitablauf wie bei den Kurven I bis III der Verlauf des Schräglaufwinkels a_y an den Rädern der Vorderachse dargestellt.

In der Fig. 4 ist eine Methode dargestellt, die es erlaubt, das Verhältnis der Werte r und q , deren Quotient in die Verstärkung K_{LQR} zur Berechnung der Änderung des Bremsdrucks DP_i eingeht, zu ermittelt. Dazu wird zunächst aus der Sollgiergeschwindigkeit Ψ_{soll} , die aus dem vom Fahrer eingestellten Lenkwinkel δ ermittelt wurde, ein Seitenkraftwunsch S_w abgeleitet. Aus dem vom Fahrer erzeugten Bremsdruck P_{fahrer} wird ein Wert für die Umfangskraft U_w abgeleitet. Liegt der vom Fahrer gewünschte Wert außerhalb des physikalisch Möglichen, so wird mittels der Methode des Kamm'schen Kreises ein physikalisch möglicher Wert der Seitenkraft S und Umfangskraft U ermittelt, der dem Fahrerwunsch nahekommt. Dazu wird – in einem Koordinatensystem mit der Seitenkraft S bzw. der Umfangskraft U als Koordinatenachsen – der Schnittpunkt B (S_B, U_B) ermittelt, der entsteht, wenn die Ursprungsgerade durch den Punkt A (S_w, U_w) den Kreis K schneidet, der den Bereich physikalisch möglicher Wertepaare von S und U begrenzt. Der Radius des Kreises K ist vom Kraftschlußbeiwert m abhängig. Der Betrag von m kann entweder mittels bekannter Verfahren beispielsweise aus den Raddrehzahlen geschätzt werden oder man verwendet standardmäßig den Einheitskreis, geht also von $m = 1$ aus. Mittels den so ermittelten Werten S_B und U_B – oder falls die Werte S_w und U_w im Bereich des physikalisch Möglichen liegen, mit diesen Werten – wird aus einem Kennfeld der Wert des Quotienten q/r abgeleitet. Dadurch ist dann auch die Verstärkung K_{LQR} (AP) bekannt. Grundsätzlich hat das Kennfeld die Eigenschaft, daß der Verstärkungsfaktor q/r mit zunehmender Seitenkraft S steigt und mit zunehmender Umfangskraft U fällt. Gleichzeitig kann aus den Werten S_w und U_w für Seitenkraft und Umfangskraft auch eine Schräglaufwinkelgrenze und eine Schlupfgrenze aus entsprechenden Kennlinien hergeleitet werden, die dem Wunsch des Fahrers entspricht.

Die Fig. 5 zeigt das Blockschaltbild eines zweiten erfindungsgemäßen Verfahrens. Bei diesem Verfahren soll im Unterschied zum ersten Verfahren verhindert werden, daß aufgrund der Begrenzung des Sollbremsdrucks P_{soll} durch die ABS-Regelung der Einfluß des Sollwertes DP_i für die Änderung des Bremsdrucks "verloren" geht. Dies geschieht im wesentlichen dadurch, daß zwei ABS-Regler 26a, 26b vorgesehen sind, wobei die vorgegebenen Schlupfschwellenwerte $g_{schlupf,B}$ bei dem zweiten ABS-Regler gegenüber den Schlupfschwellenwerten $g_{schlupf,A}$ des ersten ABS-Regler größer gewählt sind und wobei der Sollwert DP_i für die Änderung des Bremsdrucks zu den im ersten Bremsregler ermittelten provisorischen Sollbremsdrücken $P_{soll,prov}$ hinzugeaddiert werden und die so erhaltenen Werte dem zweiten Bremsdruckregler zugeführt werden. Ansonsten entspricht das Blockschaltbild dieser Fig. 5 dem Blockschaltbild der Fig. 2.

Im einzelnen zeigt die Fig. 5 das Blockschaltbild des zweiten erfindungsgemäßen Verfahrens. Mittels des Lenkrads gibt der Fahrer den Lenkwinkel δ vor. In dem Sollwertgeber 23 wird aufgrund des Lenkwinkels und der Fahrzeuggeschwindigkeit v_x unter Verwendung eines Fahrzeugmodells ein Sollwert Ψ_{soll} für die Giergeschwindigkeit und ein Sollwert Ψ_{sol1} für die Gierbeschleunigung ermittelt. Im Vergleicher 28 wird sodann unter Verwendung des Istwertes für die Giergeschwindigkeit Ψ_{ist} die Regelabweichung $\Delta\Psi$ ermittelt. Die Regelabweichung wird sowohl dem Lenkregler 24 als auch dem Bremsregler 25 zugeführt. Im Lenkregler wird wenigstens ein Sollwert d_{soll} für den Radlenkwinkel ermittelt. Über das Bremspedal 22 gibt der Fahrer einen Bremsdruck P_{fahrer} vor. Dieser Wert wird dem ersten ABS-Regler 26a zugeführt, in dem die vom Fahrer vorgegebenen Bremsdrücke auf provisorische Sollwerte $P_{soll,prov,i}$ begrenzt werden, bei dem der Radschlupf an den Rädern den jeweils vorgegebenen ersten Schlupfschwellenwert $g_{schlupf,A}$ nicht überschreitet. Diese provisorischen Sollwerte $P_{soll,prov,i}$ werden im Addierer 50 mit den Sollwerten DP_i verknüpft und dann dem zweiten ABS-Regler 26b zugeführt. In diesem werden dann die Sollwerte $P_{soll,i}$ für den an den Rädern einzusteuernden Bremsdruck so ermittelt, daß die zweiten Schlupfschwellenwerte $g_{schlupf,B}$ nicht überschritten werden. Dabei sind die Schlupfschwellenwerte $g_{schlupf,A}, g_{schlupf,B}$ in der Regel jeweils achsweise vorgegeben; das heißt an einer Fahrzeugachse wird ein größerer Radschlupf zugelassen als an der anderen. Der ermittelte Sollwert für den Radlenkwinkel d_{soll} sowie die Sollbremsdrücke $P_{soll,i}$ für die einzelnen Räder oder Achsen wird durch Steller im Fahrzeug 27 eingeregelt. Der Istwert Ψ_{ist} der Giergeschwindigkeit wird im Fahrzeug ermittelt und dem bereits erwähnten Vergleicher 28 zugeführt. In Bezug auf die ABS-Regler ist dabei zu beachten, daß der erste ABS-Regler 26a durch den zweiten in seiner Funktion nicht nachhaltig gestört wird, wenn beide mit einem zurückgeführten Istwert P_{ist} des Bremsdrucks in den Radbremszylindern arbeiten. Dies kann beispielsweise dadurch erreicht werden, daß die Störung auf den zweiten ABS-Regler geschätzt und kompensiert wird oder zumindest im ersten Regler eine ABS-Funktion verwendet wird, die nicht vom Ist-Bremsdruck P_{ist} in den Radbremszylindern abhängig ist.

Die Fig. 6 zeigt das Blockschaltbild eines dritten erfindungsgemäßen Verfahrens. Bei diesem Verfahren wird wie-

derum nur ein ABS-Regler verwendet, dabei wird aber der zulässige Radschlupf für die ABS-Regelung radweise oder achsweise in Abhängigkeit des Sollwerts DP_i für die Änderung des Bremsdrucks ermittelt.

Über das Lenkrad 21 gibt der Fahrer den Lenkwinkel d vor, der dem Sollwertgeber 23 zugeführt wird und in dem aufgrund des Lenkwinkels d und der Fahrzeuggeschwindigkeit v_x unter Verwendung eines Fahrzeugmodells ein Sollwert $\dot{\Psi}_{soll}$ für die Giergeschwindigkeit und ein Sollwert $\ddot{\Psi}_{soll}$ für die Gierbeschleunigung ermittelt wird. Im Vergleicher 28 wird dann aus dem Sollwert $\dot{\Psi}_{soll}$ und dem Istwert $\dot{\Psi}_{ist}$ für die Giergeschwindigkeit die Regelabweichung $\Delta\dot{\Psi}$ ermittelt. Die Regelabweichung $\Delta\dot{\Psi}$ wird sowohl dem Lenkregler 24 als auch dem Bremsregler 25 zugeführt. Im Lenkregler 24 wird wenigstens ein Sollwert d_{soll} für den Radlenkwinkel ermittelt. Im Bremsregler 25 wird der zumindest eine Sollwert DP_i für die Änderung des Bremsdrucks in den Radbremsen ermittelt. Über das Bremspedal 22 gibt der Fahrer einen Bremsdruck P_{fahrer} vor, der im Verknüpfung 60 mit dem mindestens einen Sollwert DP_i verknüpft werden und anschließend dem ABS-Regler 26 zugeführt werden. Von dem Bremsregler 25 werden dem ABS-Regler 26 auch Werte für die Schlupfschwellenanpassung $d_{grenze,i}$ zugeführt, wobei diese Werte in Abhängigkeit der Sollwerte DP_i für die Änderung des Bremsdrucks ermittelt werden. Hierbei kann eine Schlupfschwellenanpassung $d_{grenze,i}$ für jedes Rad einzeln oder auch für die Räder einer Achse gemeinsam ermittelt werden. Dies ist davon abhängig, ob Sollwerte DP_i für die Änderung des Bremsdrucks achsweise oder radweise ermittelt werden. Eine radweise oder achsweise Schlupfschwellenanpassung ist unabhängig davon, ob achsweise unabhängige Schlupfschwellenwerte $g_{Schlupf,i}$ achsweise vorgegeben sind oder nicht.

Die Schlupfschwellenanpassung $d_{grenze,i}$ kann dabei wie folgt vorgenommen werden: Dazu wird eine Beziehung zwischen dem Sollwert DP_i der Änderung des Bremsdrucks und dem Umfangsschlupf des Rades l_i benötigt. Eine solche Beziehung ergibt kann aus der Annahme entnommen werden, daß der Bremsdruck P_i in Radbremsen zu der Umfangskraft U_i proportional ist. Die Fig. 6a zeigt die Kurve $U(l)$ über dem Schlupf l_i . Ist zusätzlich die Kennlinie $U(l)$ bekannt, so kann jeder Druckänderung DP_i eine Änderung des Schlupfes $Dl(DP_i)$ zugeordnet werden. Diese Schlupfänderung $Dl(DP_i)$ wird dann als Änderung der Schlupfschwellenanpassung $d_{grenze,i}$ herangezogen, es gilt also $d_{grenze,i} = Dl(DP_i)$. Im Bereich des Haftens entspricht eine Erniedrigung des Bremsdrucks also einer beträchtlichen Erniedrigung des zulässigen Radschlupfes $g_{zul,i}$, da die Schlupfschwellenanpassung $d_{grenze,i}$ dann ein negatives Vorzeichen aufweist.

Jedoch ist im allgemeinen die Kennlinie $U(l)$ nicht bekannt, da sie von vielen Einflußfaktoren, beispielsweise dem Schräglauwinkel a_h der Hinterachse und den unbekannten Größen der Hochkraft F_z und Haftriebungszahl m , abhängig ist. Daher kann zur Bestimmung der Schlupfschwellenanpassung ein bestimmter typischer Verlauf der Kurve $U(l)$ als Beziehung zwischen Umfangskraft U_i und Schlupf l_i angenommen werden. Eine weitere Vereinfachung wird dadurch erreicht, daß als Beziehung zwischen Umfangskraft U_i und Schlupf l_i eine lineare Beziehung angenommen wird, wie dies in der Fig. 6a als Kurve $U_d(l)$ gestrichelt dargestellt ist. Anhand dieser angenommenen linearen Beziehung kann auch die Ermittlung der Schlupfschwellenanpassung $d_{grenze,i}$ werden: weist die lineare Beziehung die Steigung k_d auf, so ergibt sich, daß

$$d_{grenze,i} = \frac{1}{k_d} \Delta P_i \quad (15)$$

gilt. Graphisch ergibt sich, daß wenn der Sollwert DP_i für Änderung des Bremsdrucks als Intervall auf der Ordinate aufgetragen wird, der Abstand zwischen den Abszissenwerten der Schnittpunkte der Intervallgrenzen mit der angenommenen Beziehung zwischen Umfangskraft U_i und Schlupf l_i – in der Fig. 6a ist dies stichpunktiert für die Gerade $U_d(l)$ dargestellt – die Schlupfschwellenänderung $d_{grenze,i}$ ergibt.

Im ABS-Regler 26 wird der für die jeweilige Achse oder das jeweilige Rad zulässige Radschlupf $g_{zul,i}$ dadurch ermittelt, daß zu der vorgegebenen Schlupfgrenze $g_{Schlupf,i}$ die Schlupfschwellenanpassung $d_{grenze,i}$ hinzuaddiert wird, also gilt

$$g_{zul,i} = g_{Schlupf,i} + d_{grenze,i} \quad (16)$$

Damit die Schlupfgrenze nicht beliebig, sondern nur bis zu einem vorgegebenen Maximalwert $g_{zul,max}$ steigt ist der zulässige Radschlupf $g_{zul,i}$ nach oben auf einen Wert begrenzt, der in dem Intervall

$$g_{zul,max} \in [g_{Schlupf,i}, 1,5 \cdot g_{Schlupf,i}] \quad (17)$$

liegt. Danach werden im ABS-Regler die jeweiligen Sollbremsdrücke $P_{soll,i}$ aus dem vom Fahrer vorgegebenen Bremsdruck P_{fahrer} und den Sollwerten DP_i für die Änderung des Bremsdrucks so ermittelt, daß der zulässige Schlupf $g_{zul,i}$ nicht überschritten wird. Diese Sollbremsdrücke $P_{soll,i}$ sowie der Sollwert d_{soll} , für den Radlenkwinkel werden dann am Fahrzeug eingeregelt. Der Istwert $\dot{\Psi}_{ist}$ der Giergeschwindigkeit wird im Fahrzeug 27 ermittelt und dem Vergleicher 28 zugeführt.

Bezugszeichenliste

Indizes

- i laufende Nummer von 0 bis 3 oder v, l
- 0, ..., 3 Nummerierung der Räder des Fahrzeugs
- v vorne
- h hinten
- b beide, hinten und vorne

DE 198 12 238 A 1

ist Istwert einer Größe
fahrer vom Fahrer vorgegeben
soll ermittelter Sollwert
x Längsachse des Fahrzeugs
5 y Querachse des Fahrzeugs
z Hochachse
AP Arbeitspunkt
LQR Lineare Regelgleichung, Quadratisches Güteintegral des Reglers
w aus vom Fahrer vorgegebenen Größen ermittelter Wunschwert einer daraus abgeleiteten Größe
10 Einer Größe vorangestellt:
D Differenz zwischen zwei Werten, der nachfolgenden Größe

Bewegungsgrößen

15 $\dot{\Psi}$ Giergeschwindigkeit $\ddot{\Psi}$ Gierbeschleunigung
v Geschwindigkeit, mit Index bezüglich einer Achse
 \dot{v} Beschleunigung, mit Index bezüglich einer Achse

Kräfte

20 S Seitenkraft, mit Index an einem Rad
U Umfangskraft, mit Index an einem Rad

Druck

25 P_i Bremsdruck am Rad i
 P_{fahrer} Bremsdruck, abgeleitet aus einer Fahrervorgabe
 ΔP_i Bremsdruckänderung am Rad i
 P_{soll} Bremsdruck, der zu erzeugen ist; mit Index am Rad i

30 Winkel

d Lenkwinkel
 d_{soll} Radlenkwinkel, der zu erzeugen ist
35 b Schwimmwinkel
Y Gierwinkel

Dimensionslose Größen

40 l_U Umfangsschlupf

Fahrzeugparameter

SP Schwerpunkt
45 m Masse des Fahrzeugs
s Spur
I Massenträgheitsmoment des Fahrzeugs um eine Achse
c_s Schräglauftiefe des Reifens
L Abstand zwischen den Fahrzeugachsen
50 l_v Abstand Vorderachse – Schwerpunkt
l_h Abstand Hinterachse – Schwerpunkt
K_P Proportionalitätsfaktor zwischen Umfangskraft und Bremsdruck

Patentansprüche

55 1. Verfahren zur Regelung des Gierverhaltens von Fahrzeugen, wobei
– unter Verwendung des vom Fahrer vorgegebenen Lenkwinkels (δ_{fahrer}) und einem ermittelten Wert der Fahrzeuggeschwindigkeit (v_x) ein Sollwert ($\dot{\Psi}_{soll}$) für die Giergeschwindigkeit ermittelt wird,
– ein Istwert ($\dot{\Psi}_{ist}$) der Giergeschwindigkeit ermittelt wird,
60 – aus der Differenz zwischen dem Istwert ($\dot{\Psi}_{ist}$) und dem Sollwert ($\dot{\Psi}_{soll}$) für die Giergeschwindigkeit die Regelabweichung ($\Delta\dot{\Psi}$) ermittelt wird,
dadurch gekennzeichnet, daß die Regelabweichung ($\Delta\dot{\Psi}$) einem Lenkregler und einem unabhängig vom Lenkregler arbeitenden Bremsregler zugeführt wird,
– wobei im Lenkregler wenigstens ein Sollwert für den Radlenkwinkel (δ_{soll}) gelenkter Räder und
65 – wobei im Bremsregler wenigstens ein Sollwert (DP) für die Änderung des Bremsdrucks gebremster Räder ermittelt wird,
– wobei unter Berücksichtigung des wenigstens einen Sollwerts (DP) für die Änderung des Bremsdrucks ein Sollbremsdruck ($P_{soll,i}$) ermittelt wird,

DE 198 12 238 A 1

und daß über Bremsdruckstellglieder in den Radbremszylinden der zugehörige Sollbremsdruck (P_{soll}) und über Lenkstellglieder an den gelenkten Rädern der zugehörige Radlenkwinkel (δ_{soll}) erzeugt wird.

2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der wenigstens eine Sollbremsdruck (P_{soll}) aus einem vom Fahrer vorgegebenen Bremsdruck (P_{fahrer}) und aus dem wenigstens einen Sollwert (DP) so ermittelt wird, daß das Überschreiten wenigstens einer vorgegebenen Schlupfgrenze ($g_{schlupf,i}$) verhindert wird.
3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Radbremszylinder in Gruppen zusammengefaßt sind, wobei eine Gruppe aus wenigstens einem Radbremszylinder gebildet wird, wobei für jede Gruppe ein Sollbremsdruck (P_{soll}) ermittelt wird.
4. Verfahren nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß für jede Gruppe von Radbremszylindern ein Sollwert (DP) für die Änderung des Bremsdrucks ermittelt wird.
5. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß jeweils für die Räder einer gelenkten Achse ein Sollwert (δ_{soll}) für den Radlenkwinkel ermittelt wird.
6. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß bei der Ermittlung der Sollwerte für den Radlenkwinkel (δ_{soll}) angenommen wird, daß die auf die Fahrbahn übertragenen Umfangskräfte an beiden Fahrzeugseiten gleich sind.
7. Verfahren nach Anspruch 1 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß bei der Ermittlung des Sollwertes für die Änderung des Bremsdrucks (DP) angenommen wird, daß keine Seitenkräfte auf die Fahrbahn übertragen werden.
8. Verfahren nach Anspruch 1, 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, daß über einen festlegbaren Gewichtungsfaktor (q/r) der Einfluß des Bremsreglers auf das Fahrzeug im Verhältnis zum Lenkregler bestimbar ist.
9. Verfahren nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Gewichtungsfaktor (q/r) das Verhalten des Bremsreglers beeinflußt und das Verhalten des Lenkreglers unverändert bleibt.
10. Verfahren nach Anspruch 8 oder 9, dadurch gekennzeichnet, daß der Gewichtungsfaktor (q/r) in Abhängigkeit von vom Fahrer vorgegebenen Größen ermittelt wird.
11. Verfahren nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die vom Fahrer vorgegebenen Größen der Lenkradwinkel (δ) und der Bremsdruck (P_{fahrer}) sind, wobei
 - aus dem Lenkinkel (δ) eine gewünschte Seitenkraft (S_w) und
 - aus dem Bremsdruck (P_{fahrer}) eine gewünschte Umfangskraft (U_w) abgeleitet wird, und daß der Gewichtungsfaktor so bestimmt wird, daß
 - mit steigendem Seitenkraftwunsch (S_w) der Gewichtungsfaktor (q/r) und damit der Einfluß des Bremsreglers sinkt und
 - mit steigendem Umfangskraftwunsch (U_w) der Gewichtungsfaktor (q/r) und damit der Einfluß des Bremsreglers steigt.
12. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Abweichung (Dd) des Sollwertes für den Radlenkwinkel (δ_{soll}) gelenkter Räder von dem Radlenkwinkel, der sich aus dem Lenkinkel (δ) ergibt, auf ein bestimmtes vorgegebenes Maß begrenzt ist, insbesondere auf einen Wert zwischen 5° und 10° begrenzt ist.
13. Verfahren nach Anspruch 1 oder 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Abweichung (Dd) des Radlenkwinkels (d_{soll}) von dem Radlenkwinkel d_{soll} ($m = 1$), der erforderlich ist, um bei einem Kraftschlußbeiwert $m = 1$ die Sollgiergeschwindigkeit, $\Psi_{soll}(\delta)$ zu erreichen, die sich aus dem vom Fahrer vorgegebenen Zenkinkel d ergibt, auf einen Wert zwischen 5° und 10° begrenzt sein.
14. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Sollwert des Radlenkwinkels (δ_{soll}) auf einen Wert (δ_{soll}^*) begrenzt ist, der so bestimmt wird, daß der Schräglauwinkel (a_v) der gelenkten Räder einen Grenzwert (a_{max}) nicht überschreitet.
15. Verfahren nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Sollbremsdruck (P_{soll}) dadurch ermittelt wird,
 - daß zunächst der vom Fahrer vorgegebene Bremsdruck (P_{fahrer}) für jedes Rad auf einen Wert begrenzt wird, der so bestimmt ist, daß der Schlupf an den Rädern bei diesem Bremsdruck einen ersten Schlupfschwellenwert ($g_{schlupf,A}$) nicht überschreiten würde,
 - daß zu diesem Wert der wenigstens eine Sollwert (DP) für die Änderung des Bremsdrucks addiert wird und
 - daß der durch diese Addition erhaltene Wert auf einen Wert begrenzt wird, der so bestimmt ist, daß der Schlupf an den Rädern einen zweiten Schlupfschwellenwert ($g_{schlupf,B}$), der größer ist als der erste Schlupfschwellenwert, nicht übersteigt.
16. Verfahren nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, daß für jede Achse des Fahrzeugs jeweils unabhängige erste und zweite Schlupfschwellenwerte ($g_{schlupf,A}$; $g_{schlupf,B}$) vorgegeben sind.
17. Verfahren nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß im Bremsregler neben dem wenigstens einen Sollwert (ΔP) für die Änderung des Bremsdrucks auch wenigstens eine Schlupfschwellenanpassung ($d_{grenze,i}$) ermittelt wird, wobei der zulässige Radschlupf ($g_{zul,i}$) aus der wenigstens einen vorgegebenen Schlupfgrenze ($g_{schlupf,i}$) und der jeweiligen Schlupfschwellenanpassung ($d_{grenze,i}$) ermittelt wird und daß der Sollbremsdruck ($P_{soll,i}$) auf einen solchen Wert begrenzt wird, daß der jeweils zulässige Radschlupf ($g_{zul,i}$) nicht überschritten wird.
18. Verfahren nach Anspruch 2 oder 17, dadurch gekennzeichnet, daß für jede Achse des Fahrzeugs eine Schlupfgrenze ($g_{schlupf,i}$) vorgegeben ist.
19. Verfahren nach Anspruch 17 oder 18, dadurch gekennzeichnet, daß für jede vorgegebene Schlupfgrenze ($g_{schlupf,i}$) eine Schlupfschwellenanpassung ($d_{grenze,i}$) ermittelt wird.
20. Verfahren nach Anspruch 17 oder 19, dadurch gekennzeichnet, daß die Schlupfschwellenanpassung ($d_{grenze,i}$) ermittelt wird, in dem jedem Sollwert (DP) für die Änderung des Bremsdrucks eine Schlupfschwellenanpassung ($d_{grenze,i}$) zugeordnet wird.
21. Verfahren nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, daß die Zuordnung aufgrund der Beziehung zwischen Schlupf und Bremsdruck erfolgt, wobei der Betrag der Schlupfschwellenanpassung ($d_{grenze,i}$) der Änderung des Schlupfes entspricht, die sich ergibt, wenn der Bremsdruck um den Sollwert (DP) verändert wird und wobei das Vorzeichen der Schlupfschwellenanpassung ($d_{grenze,i}$) dem Vorzeichen des Sollwerts (DP_i) der Änderung des

DE 198 12 238 A 1

Bremsdrucks entspricht.

22. Verfahren nach Anspruch 21, dadurch gekennzeichnet, daß als Beziehung zwischen Schlupf und Bremsdruck eine gerade positiver Steigung angenommen wird.

5 23. Verfahren nach einem der Ansprüche 17 bis 22, dadurch gekennzeichnet, daß der zulässige Schlupf ($g_{zul,i}$) auf einen Maximalwert begrenzt ist, der zwischen 100% und 150% der vorgegebenen Schlupfgrenze ($g_{schlupf,i}$) beträgt.

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

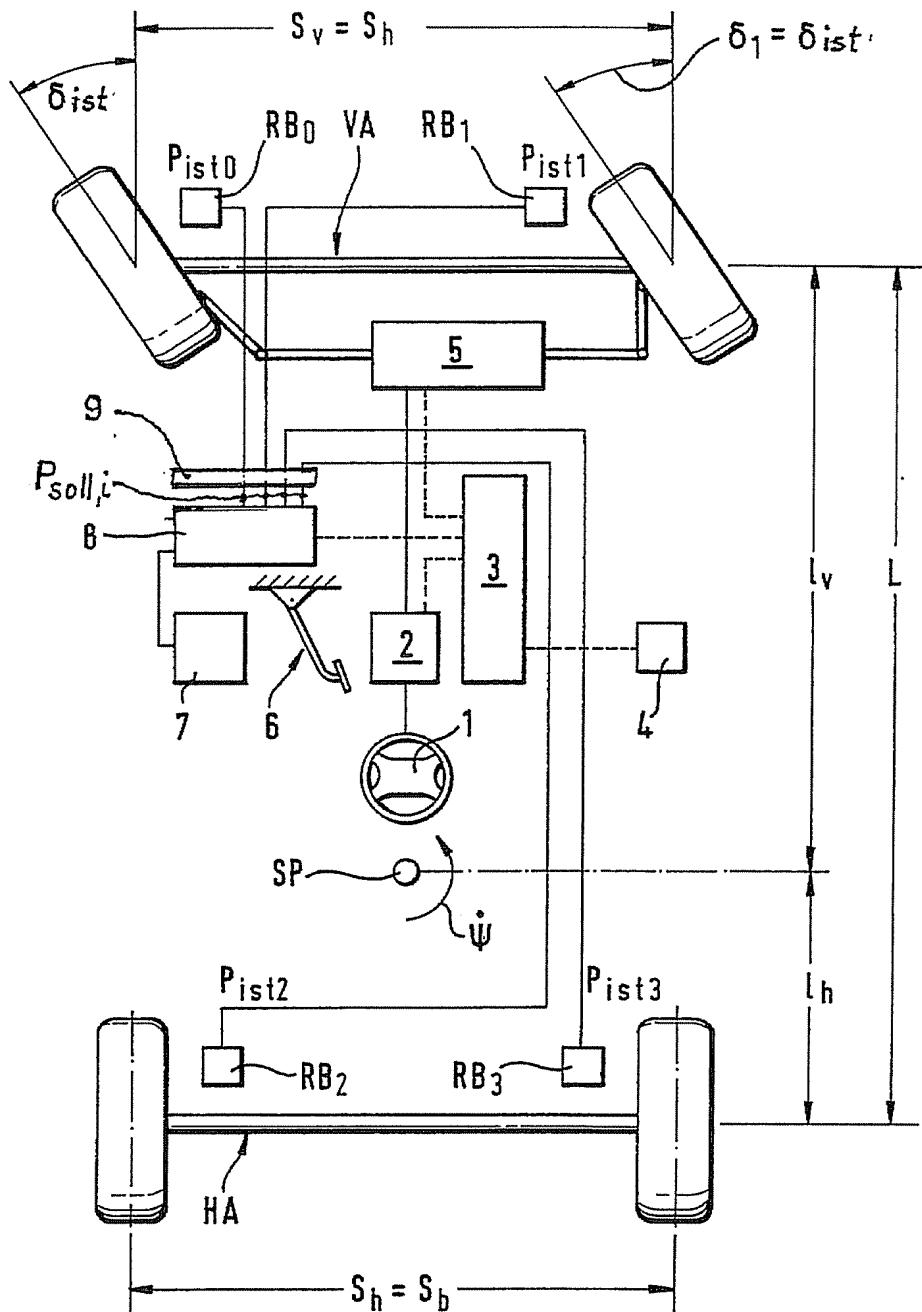


Fig. 1

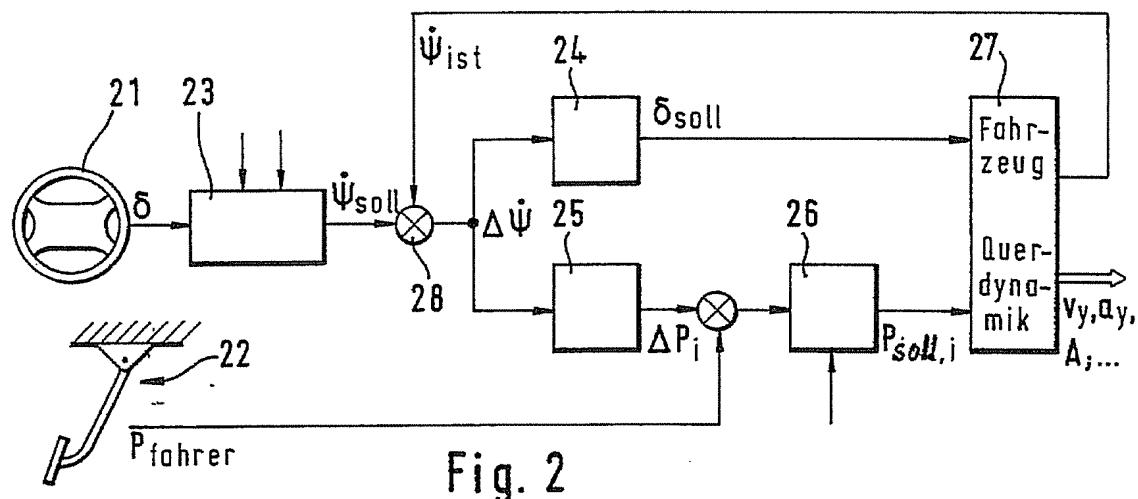


Fig. 2

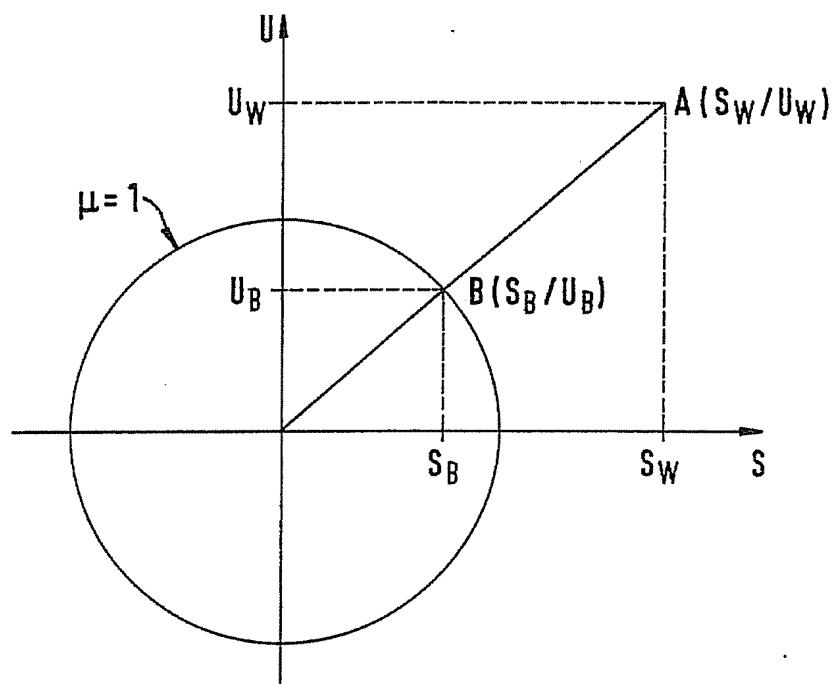


Fig. 4

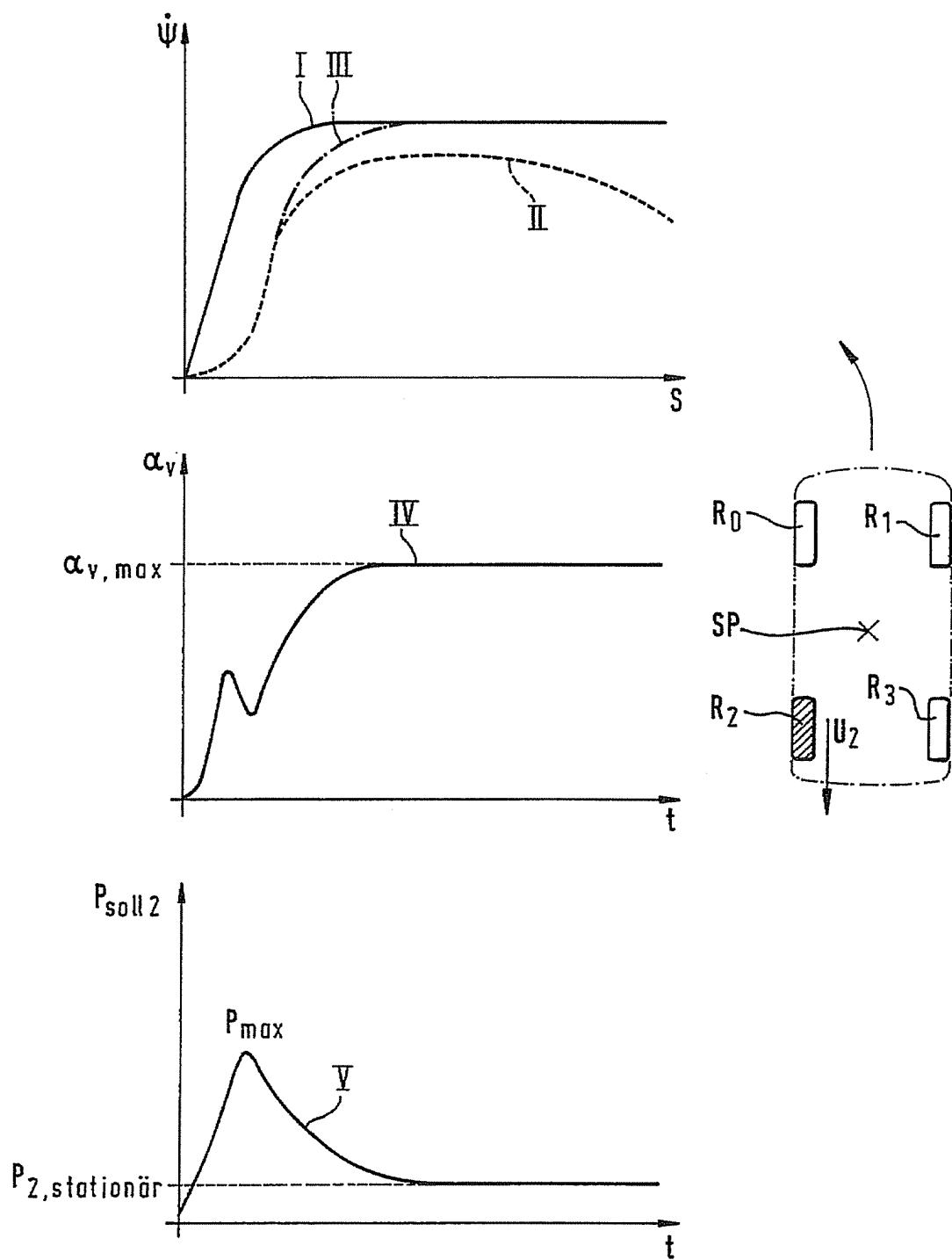


Fig. 3

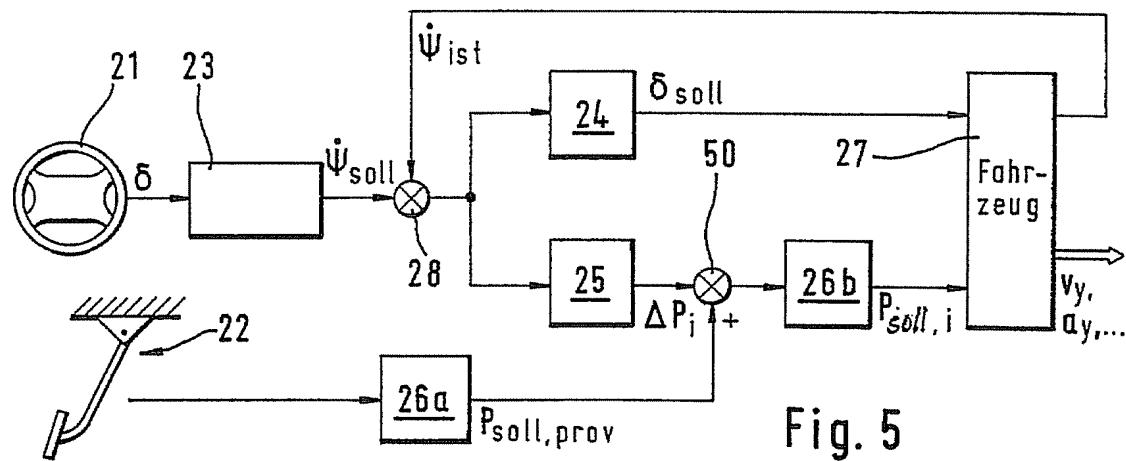


Fig. 5

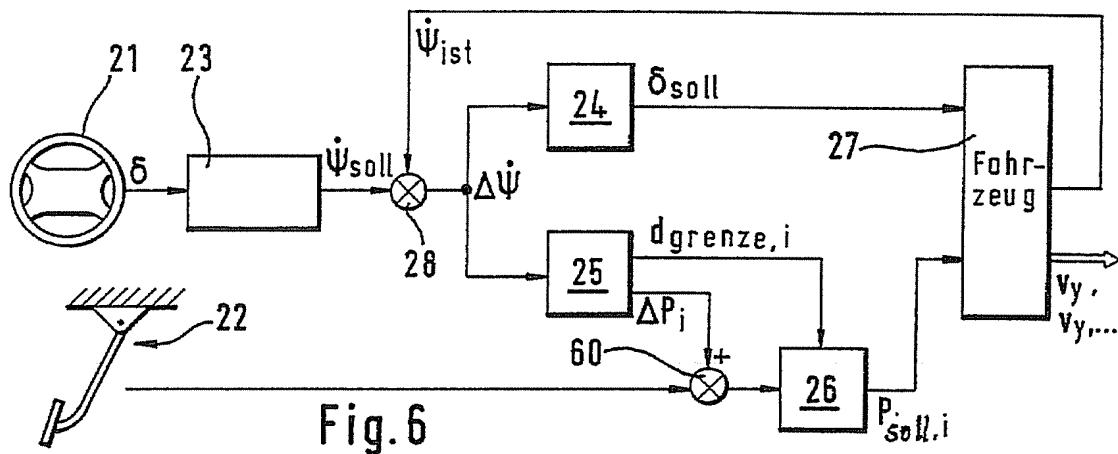


Fig. 6

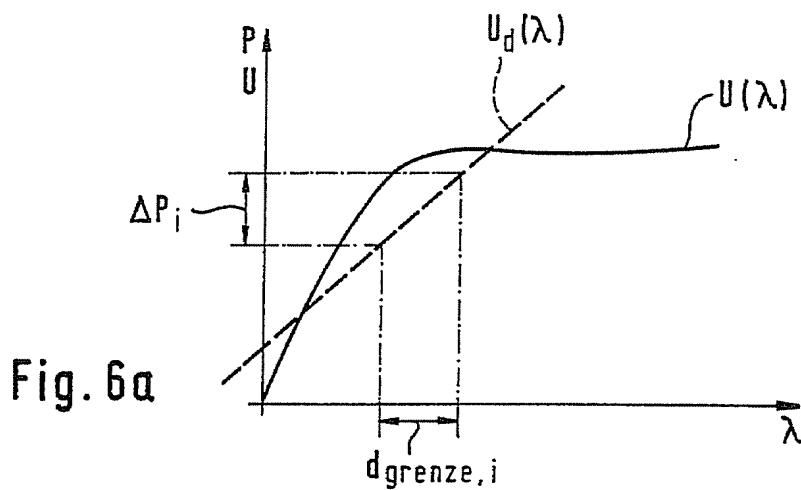


Fig. 6a